



⑮ BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ **Offenl gungsschrift**  
⑩ **DE 195 22 718 A 1**

⑤① Int. Cl.<sup>6</sup>:  
**F 16 F 1/12**  
F 16 D 3/12  
F 16 D 13/64  
F 16 F 15/16

②① Aktenzeichen: 195 22 718.2  
②② Anmeldetag: 22. 6. 95  
④③ Offenlegungstag: 11. 1. 96

DE 195 22 718 A 1

③① Innere Priorität: ③② ③③ ③①  
01.07.94 DE 44 23 114.8

⑦① Anmelder:  
LuK Lamellen und Kupplungsbau GmbH, 77815 Bühl,  
DE

⑦② Erfinder:  
Albars, Albert, Dr., 77815 Bühl, DE; Pfeiffer, Jürgen,  
85080 Gaimersheim, DE

⑤④ Im Zusammenhang mit einer Reibungskupplung wirksame Drehmomentübertragungseinrichtung

⑤⑦ Die Erfindung bezieht sich auf ein flanschartiges Bauteil  
zur Beaufschlagung von Kraftspeichern, die konzentrisch um  
die Drehachse des Bauteils angeordnet sind.

DE 195 22 718 A 1

Die Erfindung bezieht sich auf ein flanschartiges Bauteil zur Beaufschlagung von zumindest zwei Schraubenfedern aufweisenden Kraftspeichern, die konzentrisch um die Drehachse des Bauteiles angeordnet sind, und zwischen deren aufeinander zu weisenden Enden jeweils ein sich in Radialrichtung erstreckender Arm des Bauteiles angeordnet ist, wobei die Arme — in axialer Richtung betrachtet — zwischen Abstützbereichen für die Schraubenfedern, z. B. an einem Gehäuse, angeordnet sind, wobei die Arme sowohl die eine der mit den Enden aufeinander zu weisenden Schraubenfedern, als auch die andere beaufschlagen können.

Derartige Bauteile finden beispielsweise Verwendung in Aggregaten wie elastischen Dämpfern, Torsionsschwingungsdämpfern und zweimassenschwungrädern, auf die sich die Erfindung zumindest insofern auch bezieht. So dient ein derartiges Bauteil, wenn es beispielsweise mit der Sekundärmasse eines Zweimassenschwungrades dreh schlüssig verbunden ist, dazu, das Drehmoment, das im Zugbetrieb, also wenn der Motor das Getriebe und damit das Fahrzeug antreibt, das in die Federn oder Kraftspeicher eingeleitet wird, entweder direkt formschlüssig oder reibschlüssig bzw. unter Zwischenschaltung von wiederum Kraftspeichern auf die zweite Schwungmasse zu übertragen. Im Schubbetrieb, wenn also der Motor des Fahrzeugs von den Antriebsrädern angetrieben wird, ist die Drehmomenteinleitung genau umgekehrt, d. h. die Sekundärschwungmasse dient als Eingangsteil und der mit ihr verbundene Flansch oder das flanschartige Bauteil beaufschlagt die Kraftspeicher in Form von Schraubenfedern, die wiederum das eingeleitete Drehmoment über die Primärschwungmasse an den Motor weiterleiten.

Derartige Zweimassenschwungräder oder geteilte Schwungräder haben sich in unterschiedlichen Ausführungsformen im Fahrzeugeinsatz bewährt und bewirken dort eine Steigerung des Antriebskomforts auch dahingehend, die Brennkraftmaschine mit niedrigen Drehzahlen betreiben zu können, so daß es möglich ist, mit höheren Gängen des Wechselschaltgetriebes zu fahren, woraus wiederum in vielen Fällen eine Kraftstoffeinsparung resultiert. In einigen Fällen jedoch, beispielsweise bei Fahrzeugen mit 4-Zylinder Motoren, kann im Schiebetrieb ein Karosseriebrummen auftreten, das durch eine Art Resonanz erzeugt bzw. verstärkt wird und seine Ursache in der ÜbergangsstEIFigkeit des Zweimassenschwungrades beim Wechseln von dem Zug- in den Schubbetrieb hat. Diese hohe Steifigkeit bzw. Federrate ist darin begründet, daß die Federn durch den Betrieb im Zugbereich vorgespannt sind und aufgrund der bei gewisser Drehzahl anliegenden Zentrifugalkraft mit ihren Windungen sich radial außen abstützen. Diese Abstützung bewirkt eine Reibkraft in Umfangsrichtung, die eine solche Höhe erreichen kann, daß sich die Feder beim Übergang in den Schubbetrieb nicht bzw. nicht vollständig entspannt, sondern unter dem Einfluß der Reibkraft vorgespannt gehalten wird. Beim Übergang in den Schubbetrieb können nun folgende zwei Effekte auftreten. Zum ersten wird keine Rückstellkraft auf den Flansch aufgebaut und zum anderen kommt der Flansch mit dem Kontaktbereich oder Beaufschlagungsbereich an der anderen Seite des Armes zur Anlage an die weitere Feder, die er im Schubbetrieb beaufschlagt. Diese Feder ist aber ebenso durch die vorhergehende Kraft oder Beaufschlagung im Zugbetrieb und durch die auf sie einwirkende Reibkraft

vorgespannt, so daß sich eine hohe Feder- und Dämpfungsrate ergibt. Im Extremfall kann die Feder bereits, bei Bogenfedern zumindest an ihren Innenwindungen, bis auf Blocklänge komprimiert sein.

Der vorliegenden Erfindung lag die Aufgabe zugrunde, die ÜbergangsstEIFigkeit, die aus Federungs- und Dämpfungswiderstand resultiert, beim Übergang in den Schubbereich auf ein möglichst niedriges Niveau zu senken und dabei die Belastung der Federn auch bei einer Beanspruchung niedrig zu halten, die sich daraus ergibt, daß die Federn auf Block gehen. Außerdem lag der Erfindung die Aufgabe zugrunde, die Nachteile des Standes der Technik zu beseitigen und Einrichtungen bzw. Aggregate, die sich einer Ausführungsform der Erfindung bedienen, in möglichst einfacher und wirtschaftlicher Weise herstellen und montieren zu können.

Dies wird gemäß der vorliegenden Erfindung dadurch erreicht, daß die Arme für die eine Beaufschlagungsrichtung gleich ausgeführt sind, während für die andere Beaufschlagungsrichtung zumindest ein Arm eine von dem/den anderen Arm(en) sich unterscheidende Form aufweist.

Durch eine derartige Ausgestaltung des flanschartigen Bauteils kann erreicht werden, daß zumindest einer der Kraftspeicher in die eine Beaufschlagungsrichtung andersartig beaufschlagt bzw. angesteuert wird als in die andere Beaufschlagungsrichtung. Zu diesem Zweck kann es sich als besonders vorteilhaft erweisen, wenn der von den anderen Armen verschiedene Arm einen in Umfangsrichtung weisenden Vorsprung aufweist. Dieser Vorsprung oder Ansatz kann dabei beispielsweise bis zu 5°, vorzugsweise 1° bis 3°, über den normalen ursprünglichen Beaufschlagungsabschnitt des Armes hinausragen.

Als besonders zweckmäßig kann es sich dabei erweisen, wenn der Vorsprung im radial äußeren Bereich des Armes angeordnet ist.

Als besonders zweckmäßig kann es sich erweisen, wenn das flanschartige Bauteil — beispielsweise für die Verwendung in einem Zweimassenschwungrad — so gestaltet ist, daß der Vorsprung den radial außen liegenden Windungsteil der Schraubenfeder oder der Schraubenfedern beaufschlagt. Auf diese Weise kann erreicht werden, daß bei Beginn der Beaufschlagung durch den Vorsprung zunächst ein Kraftspeicher, beispielsweise in Form einer Bogenfeder, an der ersten Windung, und zwar radial außen, beaufschlagt wird. Dadurch wirkt in diesem Bereich nur die Reibung an der ersten Federwindung parallel mit der Federrate dieser ersten Windung.

Von besonderem Vorteil kann es sein, wenn radial innerhalb des Vorsprungs der Winkel zwischen den Beaufschlagungsabschnitten zweier benachbarter Arme gleich ist. Für viele Anwendungsarten kann es zweckmäßig sein, zwei Arme vorzusehen. Dadurch kann erreicht werden, daß die Kraftspeicher annähernd gleichzeitig auf Block gehen; es läßt sich also, anders ausgedrückt, eine Symmetrie der Blockwinkel der Kraftspeicher erreichen, wodurch deren Blockbeanspruchung niedrig gehalten werden kann. Bei der Verwendung von Bogenfedern als Kraftspeicher bedeutet dies, daß durch die Ausführung eines Armes mit einem in Umfangsrichtung weisenden Vorsprung die Belastung der Federn im wesentlichen unverändert bleibt, da die höchste Belastung durch die Blockbeanspruchung hervorgerufen wird, die aber gleichgehalten wird wie bei bisherigen bekannten Ausführungsformen. Ein Unterschied in der Federbeanspruchung ist darin zu sehen, daß selbst dann, wenn die Feder auf Blocklänge komprimiert ist, ihre

erste Windung im Bereich des Außendurchmessers, der ja bei einer derartigen Anordnung nicht auf Blocklänge komprimiert werden kann, noch verformt werden kann. Diese Zusatzbeanspruchung der ersten Windung kann eventuell verringert werden, wenn am entsprechenden Ende des Kraftspeichers bzw. der Bogenfeder die Steigung unsymmetrisch bzw. von der restlichen Steigung abweichend gefertigt wird.

Eine besonders vorteilhafte Anwendung kann das Bauteil als Bestandteil eines drehelastischen Dämpfers finden, wobei es wiederum zweckmäßig sein kann, wenn der Vorsprung die Schraubenfeder(-n) nur im Schubetrieb beaufschlagt. Hierdurch kann erreicht werden, daß bei Übergang in den Schub- oder Schiebetrieb zunächst, wie oben dargelegt, beispielsweise eine Bogenfeder an der ersten Windung radial außen beaufschlagt wird und so nur die Federrate dieser Windung und deren Reibung wirkt. Das reicht in vielen Fällen aus, um das Schubbrummen zu vermeiden, da eine so erreichbare Federsteifigkeit bzw. ein derart erzielbarer Verdrehwiderstand dazu völlig ausreichend ist. Abhängig beispielsweise von den Anwendungsfällen für ein erfindungsgemäßes flanschartiges Bauteil kann es sich von Vorteil erweisen, wenn die Schraubenfeder(-n) mit ihrem radial innen liegenden Windungsteil auf Block geht/gehen, wobei es wiederum — beispielsweise aufgrund der symmetrischen Belastung der Kraftspeicher sowie des Gesamttaggregates — von besonderem Vorteil sein kann, wenn alle von den Armen beaufschlagten Schraubenfedern zumindest annähernd gleichzeitig auf Block gehen.

In besonders vorteilhafter Weise kann ein erfindungsgemäßes Bauteil mit zumindest einer Schraubenfeder zusammenwirken, die ein großes Längen-Durchmesser-Verhältnis aufweist.

Weiterhin bezieht sich die Erfindung auf Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere für den Einsatz zwischen Brennkraftmaschine und Getriebe eines Kraftfahrzeuges, mit einem Eingangsteil und einem Ausgangsteil, die entgegen der Wirkung von auf einem verhältnismäßig großen Durchmesser angeordneten und Schraubenfedern umfassenden Kraftspeichern mit großer Länge zueinander verdrehbar sind, wobei zur Beaufschlagung der Kraftspeicher ein flanschartiges Bauteil vorgesehen ist, wie es in der Beschreibung dargelegt ist.

Dabei kann es zweckmäßig sein, wenn die Kraftspeicher eine fliehkraftabhängige, deren Federwirkung parallel geschaltete Reibung erzeugen, wodurch der durch die Kraftspeicher erzeugte dynamische Verdrehwiderstand drehzahlabhängig zunimmt.

Als vorteilhaft kann es sich weiterhin erweisen, wenn das Eingangs- oder Ausgangsteil einen kreisringartigen Kanal bildet zur Aufnahme der ein verhältnismäßig großes Längen-Durchmesser-Verhältnis aufweisenden Kraftspeicher.

Bei einem Torsionsschwingungsdämpfer nach der Erfindung kann es sowohl zweckmäßig sein, daß die Kraftspeicher jeweils durch wenigstens eine Schraubenfeder mit großer Länge zu bilden, als auch Kraftspeicher zu verwenden, die jeweils durch mehrere, hintereinander angeordnete, kurze Federn gebildet sind.

Anhand der Fig. 1 bis 4 werden Ausführungsbeispiele der vorliegenden Erfindung beschrieben.

Dabei zeigt

Fig. 1 einen vereinfacht dargestellten Schnitt durch ein Zweimassenschwungrad,

Fig. 2 eine teilweise Ansicht des Zweimassenschwun-

grades, wobei zur deutlicheren Darstellung Teile entfernt sind,

Fig. 3 eine vergrößert dargestellte, teilweise Ansicht des flanschartigen Bauteiles und

Fig. 4 weitere Ausführungsmöglichkeiten des flanschartigen Bauteiles.

In Fig. 1 ist ein geteiltes Schwungrad 1 gezeigt, das eine an einer nicht gezeigten Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine befestigbare erste oder Primärschwungmasse 2 besitzt sowie eine zweite oder Sekundärschwungmasse 3. Auf dieser zweiten Schwungmasse 3 ist eine Reibungskupplung unter Zwischenlegung einer Kupplungsscheibe befestigbar, über die ein ebenfalls nicht gezeichnetes Getriebe zu- und abgekuppelt werden kann. Diese Kupplungsscheibe kann starr ausgeführt sein, oder aber auch weitere Bauformen umfassen, die Dämpfungs- und/oder Reibungselemente enthalten oder auch mit einer Belagfederung ausgestattet sind.

Die Schwungmassen 2 und 3 sind über eine Lagerung 4 zueinander verdrehbar gelagert, die in diesem ausgeführten Beispiel radial außerhalb der Bohrungen 5 zur Durchführung von Befestigungsschrauben für die Montage der ersten Schwungmasse 2 auf der Abtriebswelle einer Brennkraftmaschine angeordnet ist. Das hier dargestellte einreihige Kugellager 4 besitzt zwei Dichtkappen 6a, 6b, wobei die Dichtkappen 6a, 6b gleichzeitig als Wärmeisolierung zwischen den beiden Schwungmassen dienen können, indem sie die bestehende Wärmebrücke unterbrechen. Zwischen den Dichtkappen 6a, 6b und dem radial äußeren Bereich des Außenringes der Lagerung 4 sind O-Ringe 7a, 7b angeordnet. Radial innen sind die Dichtkappen 6a, 6b von Tellerfedern 8a, 8b in Axialrichtung federnd beaufschlagt.

Zwischen den beiden Schwungmassen 2 und 3 ist eine Dämpfungseinrichtung 9 wirksam, die Schraubendruckfedern 10 aufweist, die in einem ringförmigen Raum 11, der einen torusartigen Bereich 12 bildet, angeordnet sind. Der ringförmige Raum 11 ist dabei zumindest teilweise mit einem viskosen Medium, wie beispielsweise Öl oder Fett, gefüllt.

In vorteilhafter Weise kann hier ein spezielles reibungsoptimiertes Fett zum Einsatz kommen. Ein derartiges reibungsoptimiertes Fett stellt einen niedrigen Reibwert auch in dem Bereich sicher, in dem die Schraubendruckfedern 10 mit den sie umgebenden Verschleißschutzschalen zumindest unter Fliehkrafteinwirkung in Kontakt stehen. Ein derartiges Fett kann dabei einen Reibwert in der Größenordnung von  $\mu < 0,1$  sicherstellen.

Die Primärschwungmasse 2 ist überwiegend durch ein Bauteil 13, das vorzugsweise aus Blechmaterial hergestellt oder gezogen sein kann, gebildet. Das Bauteil 13 dient zur Befestigung der ersten Schwungmasse 2 bzw. des gesamten geteilten Schwungrads 1 an der Abtriebswelle einer Brennkraftmaschine und trägt in einem radial äußeren Bereich den ringförmigen Raum 11. Weiterhin besitzt das Bauteil 13 einen im wesentlichen in radialer Richtung verlaufenden flanschartigen Bereich 14, an dem radial innen ein Tragflansch 15 angeordnet ist, der den Bereich der Bohrungen oder Ausnehmungen 7, die die Befestigungsschrauben aufnehmen, mit umfaßt. Das einreihige Wälzlager der Wälzlagerung 4 ist mit seinem Innenring 16 auf einer äußeren Tragschulter im Endabschnitt 15a des Tragflansches 15 aufgenommen. Der Außenring 17 des Wälzlagers der Lagerung 4 trägt die zweite Schwungmasse 3, die außer in der dargestellten Form auch als im wesentlichen flacher scheibenförmiger Körper ausgebildet sein kann. Hierfür be-

sitzt die Schwungmasse 3 eine zentrale Ausnehmung, die geeignet ist, die Wälzlagerung 4 zusammen mit den Dichtkappen 6a, 6b aufzunehmen.

Der im wesentlichen radial verlaufende Bereich 14 geht radial außen in einen sich von der Brennkraftmaschinenseite weg erstreckenden Bereich 18 über, der die Kraftspeicher 10 wenigstens über deren Außenumfang zumindest teilweise umgreift und führt bzw. abstützt. Der radial außen angeordnete Bereich 18 des Blechkörpers 13 übergreift mit einem äußeren axial verlaufenden Abschnitt die Schraubenfedern 10 zumindest teilweise und begrenzt den ringförmigen Raum 11 bzw. dessen torusartigen Bereich 12 radial nach außen hin. An seinem der Brennkraftmaschine abgewandten Ende trägt der Bereich 18 des Blechkörpers 13 einen Abschnitt 18a, der sich zunächst im wesentlichen radial nach außen erstreckt und der in seinem Übergangsbereich zum Bereich 18 ebenfalls zur Bildung bzw. Abgrenzung des ringförmigen Raumes 11 oder dessen torusartigen Bereiches 12 dient. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel erstreckt sich der Bereich 18 über den größten Teil der axialen Erstreckung eines Kraftspeichers 10. An den Abschnitt 18a schließt sich ein im wesentlichen axial von der Brennkraftmaschine weg erstreckender Abschnitt bzw. ein hülsenförmiger Wandabschnitt 19 an, der einen aus Blech gezogenen Deckel 20 mit im wesentlichen L-förmigem Querschnitt umhüllt und zentriert. Der Wandabschnitt 19 und der Deckel 20, auf den im weiteren Verlauf der Beschreibung noch näher eingegangen wird, sind über die umfangsmäßig geschlossene Schweißnaht 20a abgedichtet verbunden. Der durch den Deckel 20 und den Bereich 18 des Blechkörpers 13 gebildete torusartige Bereich 12 ist in Umfangsrichtung betrachtet in einzelne Aufnahmen, in denen die Kraftspeicher 10 vorgesehen sind, unterteilt. Diese einzelnen Aufnahmen sind, wiederum in Umfangsrichtung betrachtet, voneinander getrennt durch Beaufschlagungsbereiche für die Kraftspeicher, die durch in das Blechteil 13 und den Deckel 20 eingeprägte axiale Verformungen oder Taschen gebildet sein können. Die Aufnahmen für die Federn 10 sind durch in die Blechteile 18 und 20 eingebrachte Ausbuchtungen gebildet.

Die an der zweiten Schwungmasse 3 vorgesehenen Beaufschlagungsbereiche 21 für die Kraftspeicher 10 sind durch zumindest ein mit der Sekundärschwungmasse 3 beispielsweise über Niete 23 verbundenes Beaufschlagungsmittel in Form eines flanschartigen Bauteiles 22 gebildet, das als Drehmomentübertragungselement zwischen den Kraftspeichern 10 und der Schwungmasse 3 dient. Das Beaufschlagungsmittel oder der Flansch 22 weist radiale Ausleger 21 auf, die entsprechend der Federanordnung über den Umfang verteilt angeordnet sind. Diese später noch genauer beschriebenen Arme oder Ausleger 21 erstrecken sich nach radial außen zwischen Enden von Kraftspeichern 10 und befinden sich im Ruhezustand des Schwungrades 1, also wenn kein Drehmoment übertragen wird, axial unmittelbar zwischen den Beaufschlagungsbereichen bzw. Taschen im Blechteil 13 und dem Deckel 20. Die Beaufschlagungsmittel 22 können auch durch separate Teile gebildet werden, die an der Sekundärschwungmasse 3 oder an einem weiteren, mit dieser verbundenen Teil angelenkt sind.

Zur Verbesserung der Wärmeabfuhr bzw. der Kühlung der Sekundärschwungmasse 3 kann die Oberfläche der der Reibfläche 3a abgewandten Fläche der Schwungmasse 3 vergrößert werden. Zur Flächenvergrößerung kann an der Rückseite einer beispielsweise

aus Stahl gestanzten Schwungscheibe, zum Beispiel im Zuge eines Kalibriervorganges, ein Rautenmuster o. ä. eingeprägt werden. Weiterhin ist es möglich, eine spiralförmige Vertiefung mittels einer mechanischen Bearbeitung oder ein mehrfaches exzentrisches Einsenken mit einem Kreisringfräser zur Verbesserung der Kühlwirkung vorzusehen. Bei einer gegossenen Schwungscheibe läßt sich die Oberflächenvergrößerung in einfacher Weise bereits bei der Urformung, d. h. beim Guß, berücksichtigen.

Zur Abdichtung der teilweise mit viskosem Medium gefüllten ringförmigen Kammer 11 ist die Dichtungsmembran 24 vorgesehen. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel ist die Dichtung 24 kreisringförmig ausgebildet und einstückig hergestellt. Die Dichtung 24 ist in ihrem radial inneren Bereich zwischen dem flanschartigen Bauteil oder Beaufschlagungsmittel 22 und der Sekundärschwungmasse 3 gehalten und erstreckt sich von dort aus radial nach außen in den axialen Zwischenraum, der durch die der Reibfläche 3a abgewandten Fläche der Sekundärschwungmasse 3 und durch Bereiche der Beaufschlagungsmittel 22 axial begrenzt wird. Die Dichtung 24 weist über den Bereich ihrer radialen Erstreckung axiale Verformungen auf und liegt axial federnd an einem Dichtbereich 25 des als Blechformteil ausgeführten Deckels 20 der Primärschwungmasse 2 an.

Diese Dichtung braucht, da der Innenraum der ersten Schwungmasse nur teilweise mit viskosem Medium, z. B. einem pastenförmigen Medium, wie Schmierfett oder dergleichen, gefüllt ist, praktisch lediglich eine gewisse Dichtwirkung gegen das Eindringen von Schmutz auszuüben und in den äußerst selten vorkommenden Fällen, in denen das Fett flüssig werden sollte und dann auch noch zusätzlich radial bis zum Dichtungsrand reicht, eine gewisse Abdichtung gegen das Austreten von Fett sicherzustellen.

Die Primärschwungmasse 2 trägt weiterhin mit dem Bereich 18 des Blechkörpers 13 den Anlasserzahnkranz 26. Dieser kann auf die Primärschwungmasse 2 aufgeschraubt, aufgeschweißt oder in sonstiger Weise fest mit der ersten Schwungmasse 2 verbunden sein.

Zusammen mit einem Kupplungsaggregat, bestehend aus Kupplung und Kupplungsscheibe kann das Zweimassenschwungrad 1 auch eine Baueinheit bilden, die als solche vormontiert ist, so versandt und gelagert und auf die Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine in besonders einfacher und rationeller Weise montiert werden kann, denn durch eine derartige Ausgestaltung entfallen verschiedene Arbeitsvorgänge, wie der ansonsten erforderliche Zentriervorgang für die Kupplungsscheibe, der Arbeitsgang für das Einlegen der Kupplungsscheibe, das Aufsetzen der Kupplung, das Einführen des Zentrierdornes, das Zentrieren der Kupplungsscheibe selbst sowie gegebenenfalls das Einstecken der Schrauben sowie das Anschrauben der Kupplung und das Entnehmen des Zentrierdornes.

Die Baueinheit kann weiterhin bereits integriert das Lager 4 besitzen, das auf dem Endabschnitt 15a des Tragflansches 15 positioniert ist, der wiederum an der ersten Schwungmasse oder Primärschwungmasse 2 zur Befestigung mit dieser vorgesehen ist. In den Bohrungen des Flanschbereiches 14 und des Tragflansches 15 können außerdem noch die Befestigungsschrauben zur Befestigung der Einheit an der Kurbelwelle bereits vormontiert bzw. enthalten sein, wobei zweckmäßigerweise Innensechskant- oder Inbusschrauben zum Einsatz kommen. Diese Schrauben können dabei in dieser Position verliersicher in der Einheit gehalten sein, beispielsweise

weise durch nachgiebige Mittel, wobei diese nachgiebigen Mittel derart bemessen sind, daß ihre Haltekraft beim Anziehen der Schrauben überwunden wird.

Die Kupplungsscheibe ist bei einer solchen Montageeinheit in einer zur Rotationsachse der Kurbelwelle vorzentrierten Position zwischen einer Druckplatte und Reibfläche 3a der Sekundärschwungmasse 3 eingespannt und darüber hinaus in einer solchen Position, daß in der Kupplungsscheibe vorgesehene Öffnungen sich in einer solchen Lageanordnung befinden, daß bei der Befestigung des Aggregates bzw. der Baueinheit an der Abtriebswelle einer Brennkraftmaschine ein Verschraubungswerkzeug hindurch bewegt werden kann. Weiterhin können diese Öffnungen kleiner sein als die Köpfe der Befestigungsschrauben, so daß auch dadurch eine einwandfreie und verliersichere Halterung der Schrauben innerhalb des Aggregates gewährleistet ist.

Auch in einer die Anpreßkraft erzeugenden Tellerfeder der Kupplung sind dann im Bereich ihrer Zungen Ausschnitte bzw. Öffnungen vorzusehen zum Durchgang eines Verschraubungswerkzeuges. Dabei können die Ausschnitte Verbreiterungen oder Erweiterungen der Schlitz bilden, die zwischen den Zungen vorhanden sind. Die Öffnungen in der Tellerfeder und in der Kupplungsscheibe überdecken einander dabei in Achsrichtung und ermöglichen so durch ihre axial fluchtende Anordnung das Hindurchführen eines Montagewerkzeuges zum Anziehen der Schrauben und damit zur Befestigung des Aggregates an der Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine.

Weiterhin sind in der Schwungmasse 3 zur Kühlung des Gesamtapparates dienende Öffnungen 27 vorgesehen, die in Umfangsrichtung langlochartig ausgeführt sind. Durch eine ausreichende Kühlung des Gesamtapparates soll u. a. verhindert werden, daß das in dem torusartigen Bereich 12 enthaltene pastöse Medium, wie Fett, sich unzulässig erwärmt, wodurch die Viskosität des Mediums so herabgesetzt werden kann, daß es flüssig wird. Weiterhin wirkt sich eine erhöhte thermische Belastung negativ auf die Gesamtlebensdauer der Baueinheit aus.

Diese Baueinheit kann bereits vormontiert ein Pilotlager beispielsweise im radial inneren Bereich des Tragflansches 15 aufweisen, was jedoch nicht näher dargestellt ist. Es besteht weiterhin die Möglichkeit, wirkungsmäßig zwischen Primär- und Sekundärseite unterschiedlich ausgeführte Reibeinrichtungen, also beispielsweise auch solche, die erst nach einer gewissen Relativverdrehung der beiden Schwungmassen zueinander zur Wirkung kommen, vorzusehen.

Im folgenden wird nun näher auf die Ausgestaltung des Deckels 20 und dessen Position und Einbau eingegangen. Der Deckel 20 kann als Blechumformteil, beispielsweise als Tiefziehteil, hergestellt werden, wobei nach dem Ziehvorgang oder Umformvorgang der radial innere Bereich des Bodenabschnittes entfernt wird. Durch die beim Tiefziehen erreichbare Genauigkeit oder auch durch weitere Umformschritte, wie beispielsweise einem Kalibriervorgang, kann sichergestellt werden, daß der Außenumfang des Deckels 20, der mit dem Innenumfang des axialen Abschnittes 19 zusammenwirkt, zur Zentrierung des Deckels 20 ohne eine weitere Nachbearbeitung mit diesem zusammengefügt werden kann.

Wie aus der Fig. 1 ersichtlich ist, weist der Deckel 20 einen im wesentlichen L-förmigen Querschnitt auf, dessen einer Schenkel 28 sich in Axialrichtung von der Brennkraftmaschinen Seite weg erstreckt, und dessen

anderer Schenkel 29 im wesentlichen radial nach innen auf die Drehachse des Zweimassenschwungrades 1 hin zuweist. Dieser radial nach innen weisende Schenkel 29 weist an seiner radial inneren Peripherie den Abdichtbereich 25 auf, der mit der Dichtmembran 24 zusammenwirkt, wobei der Dichtbereich 25 und die Dichtmembran 24 relativ zueinander verdrehbar sind und in diesem Fall eine Berührungsdichtung bilden, die zur Abdichtung des torusartigen Bereiches 12 bzw. des Ringraumes 11 zur Atmosphäre hin dient.

Radial außen ist an dem Schenkel 29 ein geeigneter Abschnitt oder eine Schräge 30 vorgesehen, die dann in den axialen Schenkel 28 übergeht. Die Schräge 30 ist in dem Ausführungsbeispiel so gestaltet, daß die Spitze eines an sie angelegten Kegels auf der Rotationsachse des Zweimassenschwungrades 1 zu liegen kommt und auf die Brennkraftmaschine zuweist. Die Schräge 30 wirkt mit einem entsprechend ausgeformten Bereich 18a des aus Blechmaterial hergestellten Bauteils 13 zusammen und wirkt als Anschlag in Axialrichtung bei der Montage des Deckels 20 in dem vom axial sich erstreckenden Bereich 19 umgebenen Raum.

In radialer Richtung zwischen dem Dichtbereich 25 und der Schräge 30 weist der Schenkel 29 axiale Verformungen 31 auf, die als Beaufschlagungsbereiche für die in Umfangsrichtung wirksamen Kraftspeicher 10 wirken. Die Kraftspeicher 10 sind dabei in entsprechenden axialen Ausbuchtungen 32 aufgenommen, wobei die Ausbuchtungen 32 und die Beaufschlagungsbereiche 31 den Beaufschlagungsbereichen und Ausbuchtungen des Blechformteils 13 entsprechend in Umfangsrichtung angeordnet sind. Die Beaufschlagungsbereiche 31 und Ausbuchtungen 32 begrenzen also den torusartigen Raum 12 in der von der Brennkraftmaschine weg weisenden Axialrichtung, wobei die Ausbuchtungen 32 zumindest im wesentlichen an die Konturen der Kraftspeicher angepaßt sind und diese teilweise umgreifen.

Der axiale Schenkel 28 des Deckels 20, der an seiner der Brennkraftmaschine zugewandten Seite in einer Krümmung mit der Schräge 30 verbunden ist, weist zunächst einen zylindrischen Zentrierbereich 33 auf, der im Außenumfang auf den Innenumfang des axial sich erstreckenden Bereiches 19 des Blechformteils 13 abgestimmt ist und so den Deckel 20 zu dem Blechformteil 13 der Primärschwungmasse 2 zentriert. Im Bereich der axialen Erstreckung dieses Zentrierbereiches 33 ist die Verschweißung des Deckels 20 mit dem Blechformteil 13 mittels einer rundum geschlossenen Schweißnaht 20a ausgeführt. Besonders geeignet für eine derartige Schweißnahtausführung ist ein Laserschweißverfahren. Zur Verbesserung der Schweißbedingungen ist in dem dargestellten Ausführungsbeispiel die Wandstärke des Axialbereiches 19 im Bereich der Schweißnaht reduziert, wodurch die Schweißnaht in eine umlaufende Nut 34 im Axialbereich 19 eingebettet ist.

An seiner der Brennkraftmaschine abgewandten Seite mündet der Zentrierbereich 33 des Deckels 20 in einen Übergangsbereich 35, der wiederum in einen Abschnitt 36 übergeht, dessen Durchmesser gegenüber dem Zentrierbereich 35 vergrößert ausgeführt ist. In dem in Fig. 1 dargestellten Ausführungsbeispiel ist im Bereich des Übergangsbereiches 35 die Wandstärke des axialen Bereiches 19 reduziert bzw. dessen Innendurchmesser vergrößert, so daß der Übergangsbereich 35 sowie gegebenenfalls Teile des Bereiches mit vergrößertem Durchmesser 36 innerhalb des durch den Bereich 19 gebildeten topfförmigen Innenraumes angeordnet werden können.

Der größte Teil des den größeren Durchmesser aufweisenden Schenkelabschnitts 36 steht axial in Richtung von der Brennkraftmaschine wegweisend über den axialen Bereich 19 des Blechformteils 13 hervor und bildet in diesem axialen Bereich die radial äußere Begrenzung des Zweimassenschwungrades 1. Weiterhin überragen Teile des axialen Bereiches 19 und des Schenkels 28 des Topfes 20 die Reibfläche 3a der Sekundärschwungmasse in axialer Richtung bzw. stehen in Axialrichtung über diese hervor. In dem hier gezeigten Beispiel steht nahezu der gesamte Bereich 36 über die gesamte axiale Erstreckung der Schwungmasse 3 hervor und überragt diese in Richtung auf die Reibungskupplung zu.

In dem axial über dem Bereich 19 hinausragenden Teil des Bereiches 36 ist zumindest eine Ausnehmung 37 eingebracht. Wie aus Fig. 2 hervorgeht sind in dem gewählten Ausführungsbeispiel zwei derartige Ausnehmungen oder Ausklinkungen 37 vorgesehen, die beispielsweise als Geberteil für ein Motormanagement nutzbar sind. In diesem Falle bestehen die Ausnehmungen 37 aus Ausklinkungen, bei denen die gesamte Materialstärke des Deckels 20 im Bereich seines Schenkels 28 entfernt wurde und die in Axialrichtung auf die Kupplung zuweisend offen sind, d. h. die kupplungsseitige axiale Begrenzungsfläche des Deckels 20 ist in Umfangsrichtung an den Stellen der Ausnehmungen 37 unterbrochen. Abweichend von dem dargestellten Beispiel sind jedoch auch andere Formen von Gebermarkierungen 37 ausführbar. So wäre es beispielsweise möglich, lediglich radial von außen eingebrachte Einprägungen im Bereich 36 vorzusehen, wodurch die Materialstärke oder Wandstärke des Deckels 20 in diesem Bereich reduziert wird, oder aber es können Bohrungen oder Ansenkungen eingebracht werden, die die Kreisringfläche der axialen Begrenzung des Deckels ununterbrochen belassen.

Durch eine derartige Anordnung des Deckels, insbesondere seines axial sich erstreckenden Schenkels 28, und durch die axial langgezogene Ausführung des axialen Bereiches 19 des Blechformteils 13 ist es möglich, die Gesamtmasse der Primärschwungmasse 2 entsprechend den Erfordernissen auszulegen und durch die Anordnung der Massen auf einem großen Durchmesserbereich das Massenträgheitsmoment der Primärschwungmasse 2 zu beeinflussen. So liegt beispielsweise hier das Verhältnis der Massenträgheitsmomente von Primärseite zu Sekundärseite im Bereich von 1 zu 0,6.

Im folgenden wird nun das als Beaufschlagungsmittel dienende flanschartige Bauteil 22, von dem ein vergrößerter Ausschnitt in Fig. 3 dargestellt ist, näher beschrieben. Das flanschartige Bauteil 22 weist in dem dargestellten Beispiel zwei Ausleger oder Arme 21 auf, die sich gegenüberliegen.

Zumindest einer der Arme 21 weicht von der für diese Art Ausleger bekannten Ausführungsform, wie sie mit der gestrichelten Linie 38 dargestellt ist, ab. Der hier dargestellte Arm 21 weist in Umfangsrichtung gerichtete Beaufschlagungsabschnitte 39 und 40 auf, wobei der Beaufschlagungsabschnitt 40 in einen radial inneren Teil 41 und einen radial äußeren Teil 42 aufgeteilt ist, der um die Erstreckung des Vorsprungs 43 in Umfangsrichtung über den radial innen angeordneten Teil 41 vorragt.

In Verbindung mit den Fig. 1 und 2 ist ersichtlich, daß der Beaufschlagungsabschnitt 39 die Endwindung der Schraubenfeder 10 praktisch gleichmäßig beaufschlagt, d. h. der Beaufschlagungsabschnitt 39 kommt praktisch gleichzeitig an dem radial inneren und dem radial äußeren

Windungsabschnitt der Schraubenfeder 10 zur Anlage. Bei dem abgestuften Beaufschlagungsabschnitt 40 mit seinem radial inneren Teil 41 und seinem radial äußeren Beaufschlagungsteil 42 kommt dagegen zuerst der radial äußere Beaufschlagungsabschnitt 42, der ja um die Höhe des Vorsprungs 43 vorragt, in Kontakt mit dem radial äußeren Bereich 44 der ersten Windung der Schraubenfeder 10. Wie aus den Figuren ersichtlich ist, wird dadurch zuerst der Windungsbereich 44 verschoben, bevor der radial innenliegende Beaufschlagungsabschnitt 41 in Kontakt mit der Schraubenfeder 10 kommt. Dies hat zur Folge, daß über den Verdrehweg der Schwungmassen 2 und 3 zueinander, der dem Überstand des Vorsprungs 43 entspricht, nur die erste Windung der Schraubenfeder 10 beaufschlagt wird. Diese wirkt der Relativverdrehung der beiden Schwungmassen 2, 3 zueinander lediglich mit einer Kraft entgegen, die ihrer Federsteifigkeit und ihrer durch die radial äußere Abstützung hervorgerufene Reibungskraft entspricht. Der Winkel zwischen den Beaufschlagungsabschnitten 39 und 41 und ihren am gegenüberliegenden Arm 21 angeordneten Beaufschlagungsabschnitten, die auf die gleiche Schraubenfeder 10 einwirken, ist gleich, so daß die Schraubenfedern 10 zumindest radial innen gleichmäßig belastet werden und gegebenenfalls auch gleichzeitig ihre Blocklänge erreichen.

Zweckmäßigerweise wird das flanschartige Bauteil 22 so in das geteilte Schwungrad 1 eingebaut, daß im Zugbetrieb, wenn also die Brennkraftmaschine über die Primärschwungmasse 2 und die Federn 10 das Drehmoment über den Flansch 22 auf die Sekundärschwungmasse 3 und von dort weiter ins Getriebe leitet, die Kraftspeicher 10 sich an den praktisch eben ausgeführten Beaufschlagungsabschnitten 39 des flanschartigen Bauteils 22 abstützen. Beim Schubbetrieb dagegen, wenn also die Fahrzeugräder den Motor antreiben, beaufschlagt der Beaufschlagungsabschnitt 40 die Schraubenfedern 10 und überträgt so das Drehmoment von der Sekundärschwungmasse 3 auf die Primärschwungmasse 2. Dabei federt dann, wie bereits dargelegt, zunächst nur die Endwindung der beaufschlagten Schraubenfeder 10. Aus dieser Ausgestaltung des Flansches 22 ergeben sich Vorteile im Betriebsverhalten des Zweimassenschwungrades 1, wie im folgenden erläutert wird.

Bei Beanspruchung des Zweimassenschwungrades 1 in Zugrichtung, entsprechend dem Pfeil 45 in Fig. 2, werden die Kraftspeicher 10 von der Primärschwungmasse 2 zunächst verschoben, bis sie an dem Beaufschlagungsabschnitt 39 des Armes 21 zur Anlage kommen und sich dort abstützen. Bei einer weiteren Relativverdrehung von Primärschwungmasse 2 und Sekundärschwungmasse 3 werden nun die Schraubenfedern 10 zunehmend komprimiert, wobei diese Kompression dazu führen kann, daß die radial innen liegenden Federwindungen aneinander anliegen, daß also die Feder ihre Blocklänge erreicht. Die Mitnahme der Sekundärschwungmasse 3 erfolgt also über die Federn 10 und das flanschartige Bauteil 22, wobei der Grad der relativen Verdrehung zwischen Primärschwungmasse 2 und Sekundärschwungmasse 3 abhängig ist vom in das Zweimassenschwungrad 1 eingeleiteten Drehmoment. Bei dieser Betrachtung in Zusammenhang mit Fig. 2 wird angenommen, daß die Sekundärschwungmasse 3, also auch der mit ihr verbundene Flansch 22, stillsteht und sich die Primärschwungmasse 2 in Richtung des Pfeils 45 dreht.

Die Schubrichtung, bei der also die Fahrzeugräder den Motor antreiben, ist in Fig. 2 mit dem Pfeil 46 dar-



gestellt, wobei wiederum der Flansch als fest betrachtet wird und sich die Primärschwingmasse 2 in Richtung dieses Pfeils 46 dreht. Es wäre auch möglich für die Schubrichtung gedanklich die Primärschwingmasse 2 festzuhalten und den Flansch 22 in Richtung des Pfeils 45 zu verdrehen, da ja in Wirklichkeit beim Übergang vom Zug in den Schubetrieb kein Wechsel der Rotationsrichtung stattfindet, sondern sich nur die Winkelstellung von Primär- zu Sekundärschwingmasse zueinander verändert. Aus den Figuren geht somit hervor, daß im Schiebetrieb, wenn also die Primärschwingmasse in Richtung des Pfeils 46 gegenüber dem feststehend betrachteten Flansch 22 verdreht wird, zuerst der radial außenliegende Abschnitt 44 der Endwindung des Kraftspeichers 10 im Bereich des Vorsprungs 43 an dem Arm 21 zur Anlage kommt.

Abhängig von der Drehzahl des Zweimassenschwungrades 1 bauen die Schraubenfedern 10 durch ihre radiale Abstützung ein Reibmoment auf, das insbesondere bei höheren Drehzahlen so stark sein kann, daß die Feder 10 beim schnellen Übergang vom Zug- in den Schubetrieb in der zuletzt im Zugbetrieb vorhandenen Position in dem torusartigen Raum 12 verbleibt, also dann nicht mehr am Beaufschlagungsabschnitt 39 anliegt, wenn Primärschwingmasse 2 und Sekundärschwingmasse 3 eine geänderte Winkellage zueinander einnehmen. Bei einer weiteren Verdrehung des Flansches 22 im Sinne des Schubetriebs kommt nun der Beaufschlagungsabschnitt 40 mit der Endwindung der anderen Feder 10 in Berührung, die ebenfalls vorgespannt aufgrund des vorangegangenen Zugetriebs in dem Federkanal 12 verharrt. Da die Federn 10, wie bereits bemerkt, im Extremfall bis auf ihre Blocklänge komprimiert sein können, kommt es dann bei ebengeführten Beaufschlagungsbereichen, wie bei 39 oder 38 dargestellt, zu einem harten Aufprall auf die praktisch starre Feder 10, was zum einen zu Brummgeräuschen im Schiebetrieb führen kann und sich zum anderen ungünstig auf die Lebensdauer des Zweimassenschwungrades 1 auswirken kann. Durch den Vorsprung 43 wird dieser Aufprall dadurch gemildert, daß dieser zuerst den radial außenliegenden Endwindungsteil 44 verschiebt, wodurch eine Kraft erzeugt wird, die der Federrate der ersten Windung und dem Reibmoment dieser Windung entspricht, das durch deren radial äußere Abstützung hervorgerufen wird. In einzelnen Fällen kann es bereits genügen, wenn dieser Vorsprung 43 um 1° in Umfangsrichtung betrachtet über die radial innenliegende Beaufschlagungsfläche 41 vorragt.

Die Fig. 4 zeigt in ihren Teilfiguren 4a bis 4d beispielhaft weitere mögliche Ausführungsformen des erfindungsgemäßen flanschartigen Bauteiles. Dabei zeigt die Fig. 4a an den beiden Armen des flanschartigen Bauteils jeweils schubseitig (bzw. zugseitig) einen Vorsprung zur Betätigung der jeweils außenliegenden Windungsbereiche der Federn. Eine derartige Betätigung der Federn kann ausreichend sein, um die dynamische Federrate sicherzustellen.

Die Fig. 4b und 4d zeigen jeweils den einen Arm des flanschartigen Bauteils mit einem Vorsprung in Umfangsrichtung an beiden Seiten, d. h. zur Beaufschlagung der verschiedenen Schraubenfedern. Dabei ist bei Fig. 4b die andere Seite des flanschartigen Bauteils ohne Vorsprung und bei Fig. 4d mit einem Vorsprung in Umfangsrichtung versehen, wobei dieser Vorsprung zug- oder schubseitig angeordnet sein kann. Durch eine derartige Anordnung kann insbesondere für den Leerlauf ebenfalls eine Absenkung der dynamisch wirksa-

men Federrate erreicht werden. Bei einer Anordnung nach Fig. 4d, also bei einer Kombination von einem Arm mit zwei Vorsprüngen und einem Arm mit einem Vorsprung, entweder in Zug- oder Schubrichtung, kann beispielsweise der Leerlaufbereich und der Schubbereich insgesamt abgedeckt werden. Weiterhin ist es möglich, wie beispielsweise Fig. 4c zeigt, einen Arm des flanschartigen Bauteiles mit einem Vorsprung in Schubrichtung und den anderen Arm mit einem in Umfangsrichtung gerichteten Vorsprung in Zugrichtung zu versehen.

Ein erfindungsgemäßes flanschartiges Bauteil mit entsprechendem Vorsprung bzw. Vorsprüngen ist selbstverständlich nicht auf die Anwendung bei Zweimassenschwungrädern mit lediglich zwei in Umfangsrichtung wirksamen Schraubenfedern bzw. Schraubenfedersätzen beschränkt, sondern kann auch Anwendung finden bei zweimassenschwungrädern, deren Federvolumen in drei oder mehr getrennte Federvolumina aufgeteilt ist. Weiterhin ist es möglich, die Arme derart auszugestalten, daß, statt des in Umfangsrichtung gerichteten Vorsprungs zur Beaufschlagung der radial außenliegenden Federwindungsbereiche an dieser Stelle ein Rücksprung vorgesehen wird, so daß zuerst die radial innen liegenden Bereiche der Endwindungen der beaufschlagten Schraubenfeder zur Wirkung kommen. Dies kann sich beispielsweise dadurch als vorteilhaft erweisen, daß die radial innen liegenden Endwindungsbereiche zumindest unter Fliehkrafteinwirkung keiner bzw. einer weit geringeren Reibung ausgesetzt sind als die radial außen liegenden Windungsbereiche, die, wie bereits beschrieben, zumindest unter Fliehkraft sich an den sie umgebenden Verschleißschutzschalen abstützen und dort bei der Belastung oder Entlastung der Schraubenfeder eine drehzahlabhängige Reibungskraft erzeugen.

Die Erfindung ist nicht auf die dargestellten und beschriebenen Ausführungsbeispiele beschränkt, sondern umfaßt insbesondere auch solche Varianten, Elemente und Kombinationen, die zum Beispiel durch Kombination oder Abwandlung von einzelnen in Verbindung mit den in der allgemeinen Beschreibung und Ausführungsformen sowie den Ansprüchen beschriebenen und in den Zeichnungen enthaltenen Merkmalen bzw. Elementen oder Verfahrensschritten erfinderisch sind und durch kombinierbare Merkmale zu einem neuen Gegenstand oder zu neuen Verfahrensschritten bzw. Verfahrensschrittfolgen führen.

#### Patentansprüche

1. Flanschartiges Bauteil zur Beaufschlagung von zumindest zwei Schraubenfedern aufweisenden Kraftspeichern, die konzentrisch um die Drehachse des Bauteiles angeordnet sind, und zwischen deren aufeinander zu weisenden Enden jeweils ein sich in Radialrichtung erstreckender Arm des Bauteiles angeordnet ist, wobei die Arme — in axialer Richtung betrachtet — zwischen Abstützbereichen für die Schraubenfedern, z. B. an einem Gehäuse, angeordnet sind, wobei die Arme sowohl die eine der mit den Enden aufeinander zu weisenden Schraubenfedern, als auch die andere beaufschlagen können, dadurch gekennzeichnet, daß die Arme für die eine Beaufschlagungsrichtung gleich ausgeführt sind, während für die andere Beaufschlagungsrichtung zumindest ein Arm eine von dem/den anderen Arm(-en) sich unterscheidende Form aufweist.
2. Bauteil nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,

net, daß der Arm einen in Umfangsrichtung weisen-  
den Vorsprung aufweist.

3. Bauteil nach Anspruch 2, dadurch gekennzeich-  
net, daß der Vorsprung im radial äußeren Bereich  
des Armes angeordnet ist.

4. Bauteil nach Anspruch 2 oder 3, dadurch gekenn-  
zeichnet, daß der Vorsprung den radial außen lie-  
genden Windungsteil der Schraubenfeder(-n) be-  
aufschlagt.

5. Bauteil nach einem der Ansprüche 2 bis 4, da-  
durch gekennzeichnet, daß radial innerhalb des  
Vorsprungs der Winkel zwischen den Beaufschla-  
gungsabschnitten zweier benachbarter Arme  
gleich ist.

6. Bauteil nach einem der Ansprüche 1 bis 5, da-  
durch gekennzeichnet, daß zwei Arme vorgesehen  
sind.

7. Bauteil nach einem der vorhergehenden Ansprü-  
che, dadurch gekennzeichnet, daß das Bauteil Be-  
standteil eines drehelastischen Dämpfers ist.

8. Bauteil nach Anspruch 7, dadurch gekennzeich-  
net, daß der Vorsprung die Schraubenfeder(-n) nur  
im Schubetrieb beaufschlagt.

9. Bauteil nach einem der Ansprüche 7 oder 8, da-  
durch gekennzeichnet, daß die Schraubenfeder(-n)  
mit ihrem radial innen liegenden Windungsteil auf  
Block geht/gehen.

10. Bauteil nach Anspruch 9, dadurch gekennzeich-  
net, daß alle von den Armen beaufschlagten  
Schraubenfedern zumindest annähernd gleichzeitig  
auf Block gehen.

11. Bauteil nach einem der vorhergehenden Ans-  
prüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Schrau-  
benfeder(-n) ein großes Längen-Durchmesser-Ver-  
hältnis aufweisen.

12. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere für  
den Einsatz zwischen Brennkraftmaschine und Ge-  
triebe eines Kraftfahrzeuges, mit einem Eingangs-  
teil und einem Ausgangsteil, die entgegen der Wir-  
kung von auf einem verhältnismäßig großen  
Durchmesser angeordneten und Schraubenfedern  
umfassenden Kraftspeichern mit großer Länge zu-  
einander verdrehbar sind, dadurch gekennzeichnet,  
daß zur Beaufschlagung der Kraftspeicher ein  
flanschartiges Bauteil vorgesehen ist, das zumin-  
dest nach einem der vorhergehenden Ansprüche  
ausgebildet ist.

13. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch  
12, dadurch gekennzeichnet, daß die Kraftspeicher  
eine fliehkraftabhängige, deren Federwirkung par-  
allel geschaltete Reibung erzeugen, wodurch der  
durch die Kraftspeicher erzeugte dynamische Ver-  
drehwiderstand drehzahlabhängig zunimmt.

14. Torsionsschwingungsdämpfer nach einem der  
Ansprüche 12 oder 13, dadurch gekennzeichnet,  
daß das Eingangs- oder Ausgangsteil einen kreis-  
ringartigen Kanal bildet zur Aufnahme der ein ver-  
hältnismäßig großes Längen-Durchmesser-Verhält-  
nis aufweisenden Kraftspeicher.

15. Torsionsschwingungsdämpfer nach einem der  
Ansprüche 12 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß  
die Kraftspeicher jeweils durch wenigstens eine  
Schraubenfeder mit großer Länge gebildet sind.

16. Torsionsschwingungsdämpfer nach einem der  
Ansprüche 12 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß  
die Kraftspeicher jeweils durch mehrere, hinterein-  
ander angeordnete, kurze Federn gebildet sind.

Hierzu 5 Seite(n) Zeichnungen



- Leerseite -

\*

Fig.1

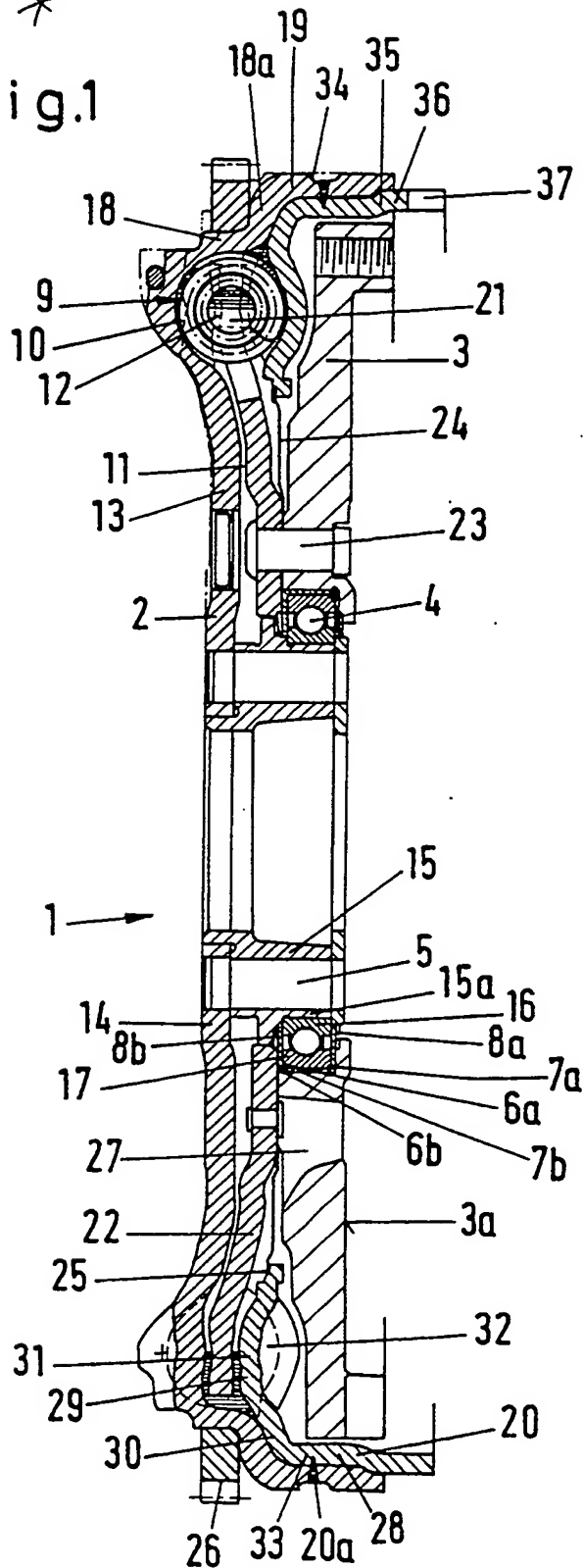


Fig.2

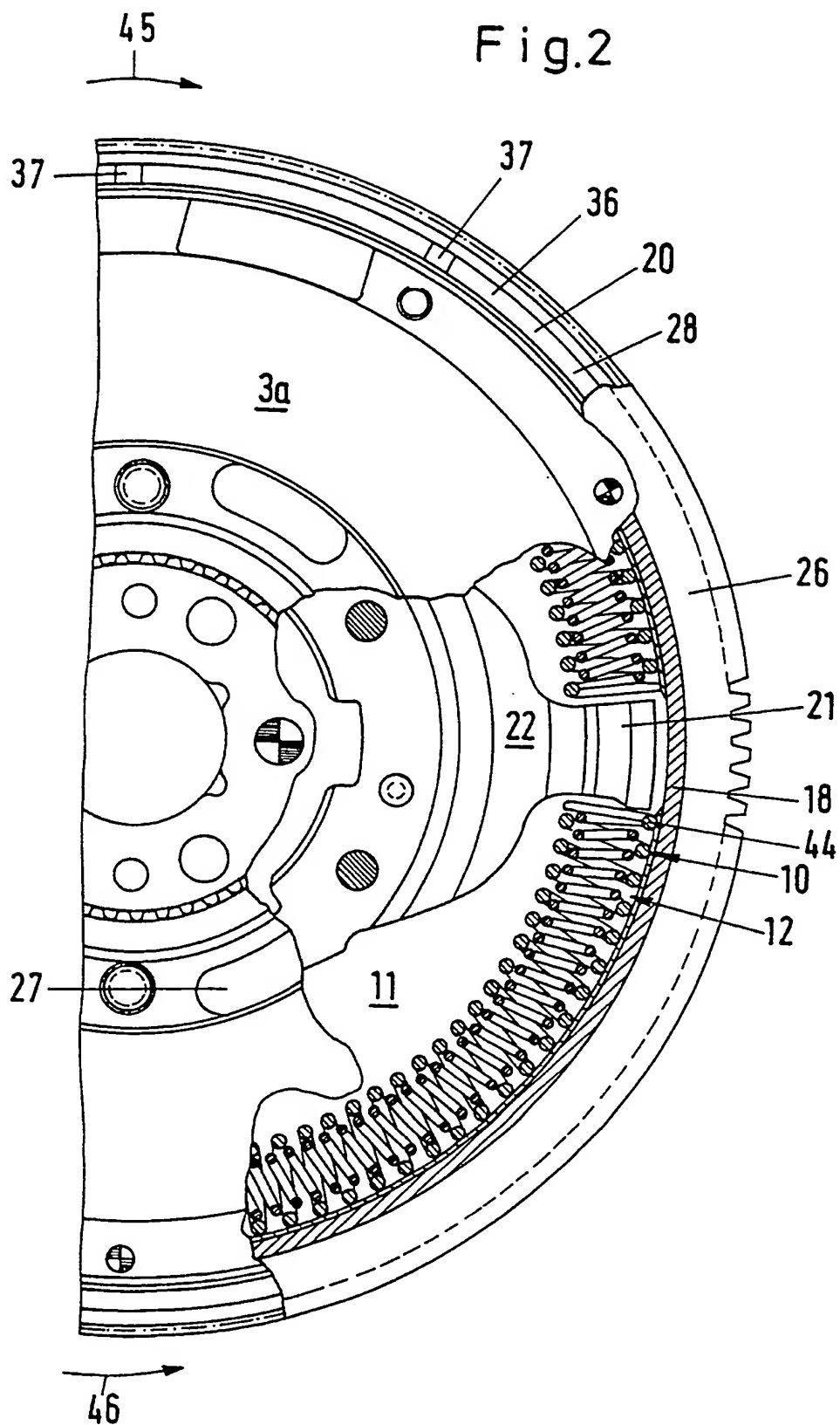
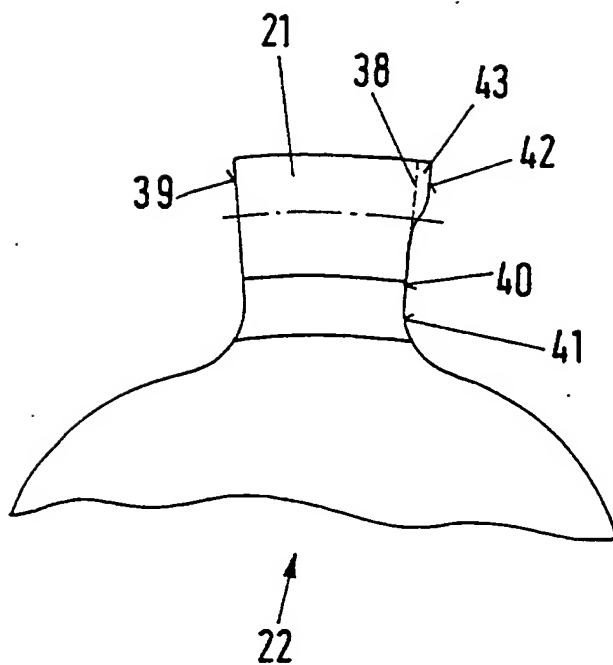
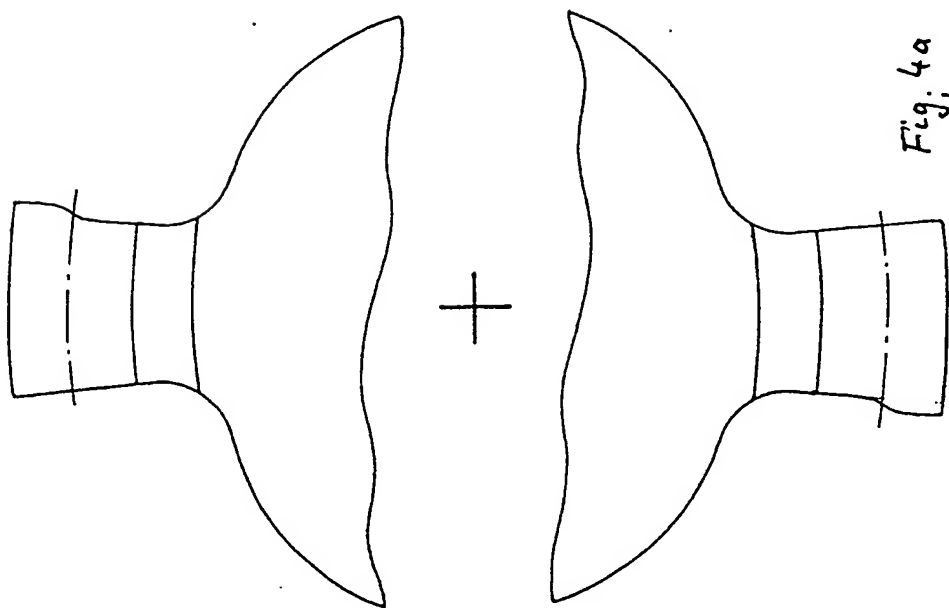
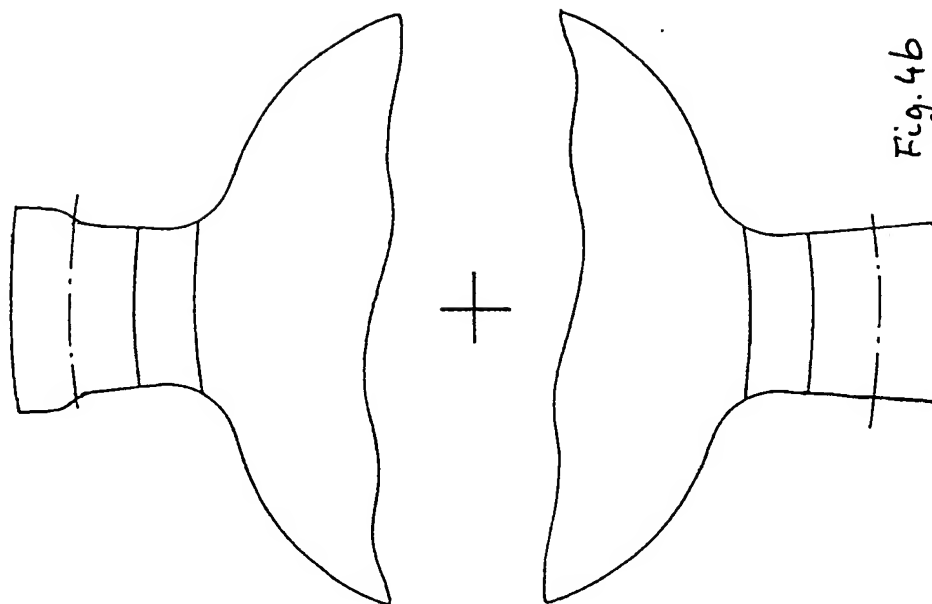
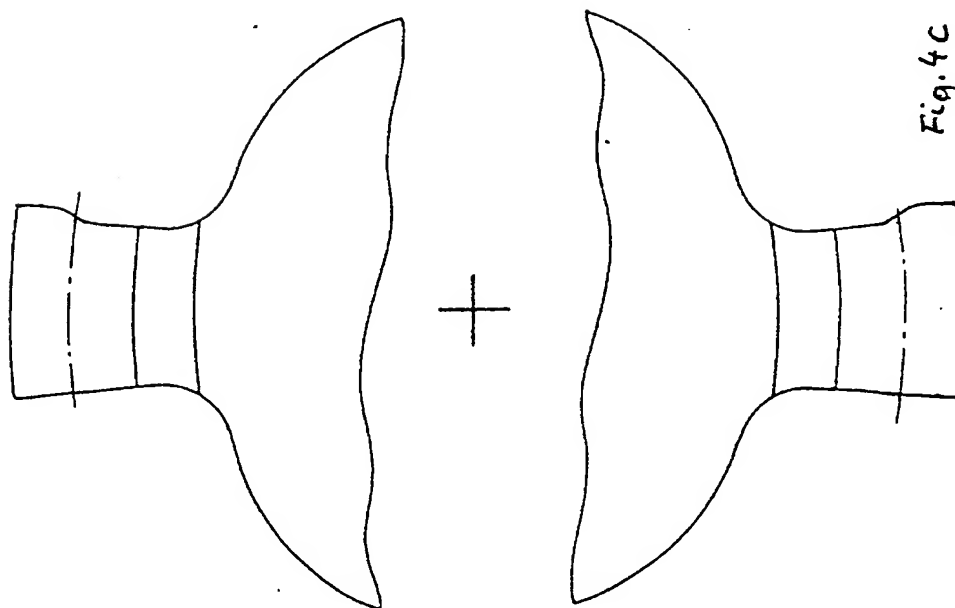
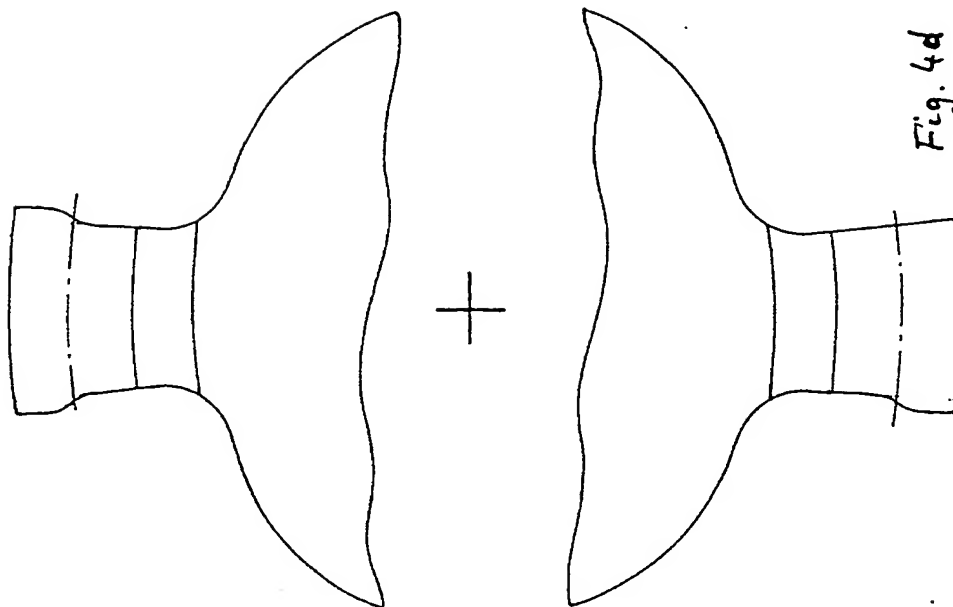


Fig.3









**DE19522718**

Biblio

Desc

Claims

Drawing

**Flange=typ component for engaging force accumulator with coil springs, e.g. for friction clutches etc.**

Patent Number: DE19522718

Publication date: 1996-01-11

Inventor(s): ALBERS ALBERT DR (DE); PFEIFFER JUERGEN (DE)

Applicant(s): LUK LAMELLEN &amp; KUPPLUNGSBAU (DE)

Requested Patent: ☐ DE19522718

Application Number: DE19951022718 19950622

Priority Number(s): DE19951022718 19950622; DE19944423114 19940701

IPC Classification: F16F1/12; F16D3/12; F16D13/64; F16F15/16

EC Classification: F16F1/12, F16F15/131C, F16F15/134M

Equivalents:

**Abstract**

The force accumulator has several coil springs concentrically located about the component rotation axis. Between their facing ends are fitted radially extended arms of the component. When viewed in axial direction, the arms are located between support regions for the coil springs, e.g. on a housing. The arms can engage all the coil springs. They are of identical configuration for one engagement direction, while for another one at least one arm has a different shape from the others. Pref. the arm has a protrusion in peripheral direction.

Data supplied from the esp@cenet database - I2